

高等学校教材

汽车拖拉机发动机

第2版

武汉工学院 董敬 庄志 编

机械工业出版社

U464
D702:1

高等学校教材

汽车拖拉机发动机

武汉工学院 董敬 庄志 编



机械工业出版社

(京)新登字 054 号

本书的主要内容包括：内燃机性能评价、内燃机基本工作过程（换气过程及燃烧过程）、内燃机特性、增压、平衡，并加强了排污、噪声、振动等知识。

本书除作为汽车、拖拉机专业的教材外，也可作为工程机械、矿山机械、起重机械等专业的教学参考书，还可供从事内燃机方面实际工作的科技人员、技术工人参考。

汽车拖拉机发动机

武汉工学院 董敬一 庄志 编

*

责任编辑：詹振民 赵爱宁

责任印制：卢子祥

*

机械工业出版社出版（北京阜成门外百万庄南街一号）

（北京市书刊出版业营业许可证出字第 117 号）

人民交通出版社印刷厂印刷

新华书店北京发行所发行·新华书店经售

*

开本 $787 \times 1092^{1/16}$ · 印张 $13^{1/2}$ · 字数 326 千字

1981 年 4 月北京第 1 版

1988 年 6 月北京第 2 版 · 1993 年 5 月北京第 11 次印刷

印数 62 876—71 575 · 定价：3.95 元

*

ISBN 7-111-02659-4/U · 74(课)

U 464

前 言

本书是根据高教部关于修订高等院校试用教材的决定，并按 1984 年 11 月在天津召开的高等院校内燃机专业教材编审委员会上审定的编写大纲，在原书《汽车拖拉机内燃机原理》基础上修订编写的。

在编写过程中，我们仍以内燃机原理为主导，加强基础，革新教材内容，力图反映发动机发展的趋势，并注意精简扼要。此外，为了适应专业需要，适当扩大了原书的范围，引入内燃机平衡等章节，这是一次尝试。因为汽车拖拉机专业再没有发动机的后继课程，为了学生更全面地了解发动机的工作特点以及选型需要，必须扩大知识面。但补充哪些知识，扩大到什么范围，还需在今后的教学实践中不断充实、完善。

本书的主要内容包括：内燃机性能评价、基本工作过程（换气过程及燃烧过程）、内燃机特性、内燃机增压，并加强了排污、噪声、振动等知识。本书按授课 60 学时编写，但根据专业具体要求，在内容上可以有所取舍。

本书除作为汽车、拖拉机专业教材外，还可以作为工程机械、矿山机械、起重机械等专业相应课程的教学参考书，也可供从事内燃机方面实际工作的科技人员、技术工人参考。

本书由武汉工学院董敬同志主编，并编写了第一、二、五、六、八、九章及第四章的 § 4-1、§ 4-2、§ 4-4；其余，第三、七章及第四章的 § 4-3 由庄志同志编写。清华大学程宏教授主审。程宏教授经过仔细审阅，提出了很多宝贵的意见，为提高本书的质量作出了重要贡献，在此致以真诚、深切的感谢。

此外，本书引用了国内许多工厂、研究所和大专院校的试验研究资料，在此一并表示感谢。

由于编者水平有限，错误在所难免，欢迎使用本书的大专院校的师生及广大读者批评指正。

目 录

第一章 内燃机的性能	1	§ 5-4 运转因素对燃烧过程的影响	130
§ 1-1 内燃机理论循环	1	主要参考文献	132
§ 1-2 四行程内燃机的实际循环	4	第六章 内燃机的特性	133
§ 1-3 实际循环的评定——指示指标	9	§ 6-1 内燃机工况	133
§ 1-4 内燃机经济性和动力性的评定	11	§ 6-2 内燃机台架试验	135
§ 1-5 内燃机其它性能评定	14	§ 6-3 内燃机的负荷特性	142
§ 1-6 机械损失	14	§ 6-4 内燃机的速度特性	145
§ 1-7 热平衡	18	§ 6-5 烟度特性	152
主要参考文献	22	§ 6-6 调速特性	153
第二章 内燃机换气过程	23	§ 6-7 万有特性	160
§ 2-1 四行程内燃机的换气过程	23	主要参考文献	161
§ 2-2 四行程内燃机的充气效率	26	第七章 车用内燃机的废气涡轮增压	162
§ 2-3 减少进气系统的阻力	30	§ 7-1 概述	162
§ 2-4 合理选择配气定时	34	§ 7-2 废气涡轮增压器的工作原理	166
§ 2-5 进气管的动态效应	35	§ 7-3 废气能量的利用	172
§ 2-6 二行程内燃机的换气过程	37	§ 7-4 车用增压内燃机的性能	175
主要参考文献	41	§ 7-5 汽油机增压概述	182
第三章 燃料与燃烧	43	主要参考文献	185
§ 3-1 内燃机的燃料	43	第八章 内燃机平衡	186
§ 3-2 燃料的使用特性	45	§ 8-1 曲柄连杆机构的运动规律	186
§ 3-3 燃烧热化学	50	§ 8-2 曲柄连杆机构的动力分析	188
§ 3-4 燃烧的基本知识	52	§ 8-3 内燃机的平衡	191
主要参考文献	60	§ 8-4 内燃机扭转振动	197
第四章 汽油机混合气形成和燃烧	61	主要参考文献	201
§ 4-1 汽油机燃烧过程	61	第九章 其它车用动力	202
§ 4-2 汽油机排出的有害物及其控制	70	§ 9-1 燃气轮机	202
§ 4-3 汽油机混合气形成	82	§ 9-2 涡轮复合绝热发动机	203
§ 4-4 燃烧室	94	§ 9-3 转子发动机	204
主要参考文献	102	§ 9-4 热气机	206
第五章 柴油机混合气形成和燃烧	103	§ 9-5 电动汽车	208
§ 5-1 柴油机燃烧过程	103	§ 9-6 混合式发动机	209
§ 5-2 柴油机喷射与雾化	110	主要参考文献	209
§ 5-3 混合气形成及燃烧室	119		

第一章 内燃机的性能

内燃机性能包括经济性、动力性、可靠耐久性、使用维修性、排放噪声性以及加工工艺性等各个方面，涉及的面很广。衡量内燃机的质量就是对这些性能进行评定。当然，在评定时必须根据使用特点、生产条件等实际情况，有所偏重，并把各种性能要求合理地统一起来。

本课程是以经济性、动力性、排放、振动、噪声、起动等性能为研究对象，深入到工作过程的各个阶段，分析影响这些性能的各种因素，从中找出提高性能的一般规律。

§ 1-1 内燃机理论循环

一、三种基本循环

内燃机理论循环是把实际工作过程加以抽象简化，以便于作一些简易的定量处理。人们通过对理论循环的分析去寻找提高内燃机性能的基本方向。其中最简单的理论循环是空气标准循环，它是由几个最基本的热力过程所组成，其简化条件是：

1. 假设工质是在闭口系统中作封闭循环。
2. 假设工质是绝热压缩和绝热膨胀。
3. 假设燃烧是外界无数个高温热源定容或定压向工质加热。工质放热为定容放热。
4. 假设工质——空气为理想气体，其比热为定值。
5. 假设循环过程均为可逆过程。

内燃机有三种基本空气标准循环，即定容加热循环、定压加热循环和混合加热循环。图 1-1 示出三种循环的 $p-V$ 图。习惯上的处理方式：汽油机混合气燃烧迅速，简化为定容加热循环。高增压和低速大型柴油机由于受燃烧最高压力限制，大部分燃料在上止点以后燃烧，燃烧时气缸压力变化不显著，简化为定压加热循环。高速柴油机介于两者之间，其燃烧过程可视为是定容、定压加热的组合，简化为混合加热循环。

评定理论循环是用循环热效率 η_i 和循环平均压力 p_i 。

二、循环热效率 η_i

η_i 是工质所做循环功 W (J) 与循环加热量 Q_1 (J) 之比。用以评定循环经济性。

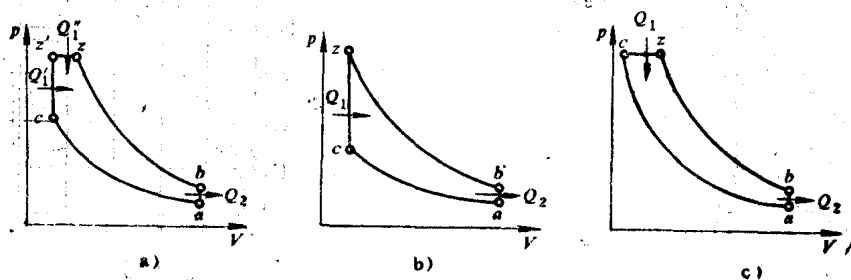


图 1-1 内燃机理论循环

a) 混合加热循环 b) 定容加热循环 c) 定压加热循环

$$\eta_i = \frac{W}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1}$$

式中 Q_2 ——工质在循环中放出的热量(J)。

按工程热力学公式, 混合加热循环热效率为

$$\eta_{im} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{K-1}} \frac{\lambda \rho^K - 1}{(\lambda - 1) + K\lambda(\rho - 1)} \quad (1-1)$$

式中 $\varepsilon = \frac{V_2}{V_1} = \frac{V_2 + V_3}{V_3} = 1 + \frac{V_2}{V_3}$ 压缩比,

V_2 ——气缸总容积;

V_1 ——气缸压缩容积;

V_3 ——气缸工作容积;

λ ——压力升高比, $\lambda = \frac{p_2}{p_1}$;

ρ ——预膨胀比, $\rho = \frac{V_2}{V_1'} = \frac{\varepsilon}{\delta}$;

δ ——后膨胀比, $\delta = \frac{V_3}{V_1'}$;

K ——绝热指数, 空气 $K = 1.4$ 。

定容加热循环 ($\rho = 1$) 热效率为

$$\eta_{iv} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{K-1}} \quad (1-2)$$

定压加热循环 ($\lambda = 1$) 热效率为

$$\eta_{ip} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{K-1}} \frac{\rho^K - 1}{K(\rho - 1)} \quad (1-3)$$

由上述公式可见, 影响 η_i 的因素是:

(一) 压缩比 ε

随着压缩比的增大, 三种循环的 η_i 都提高。因为提高 ε , 可以提高循环平均吸热温度, 降低循环平均放热温度, 扩大循环温差, 增大膨胀比, 如图 1-2 所示。图 1-3 表示定容加热

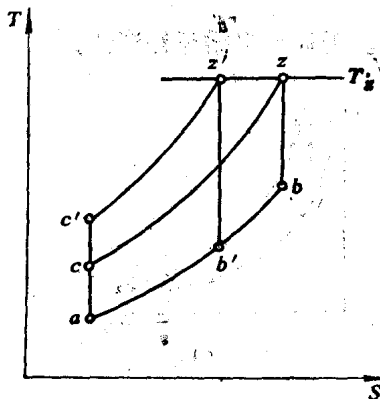


图1-2 最高温度相同时, 提高压缩比 ε 对循环的影响

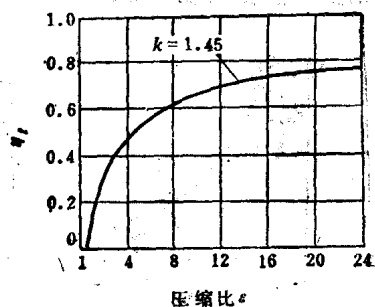


图1-3 定容加热循环热效率 η_i 与压缩比 ε 的关系

循环热效率随压缩比变化的情况。在 ϵ 较低时, 随着 ϵ 的提高, η_i 增长很快, 在 ϵ 较大时, 再增加 ϵ 则效果较小。

(二) 绝热指数 K

绝热指数 K 对 η_i 的影响如图 1-4 所示。随 K 值增大, η_i 将提高。 K 值取决于工质的性质, 双原子气体 $K = 1.4$, 多原子气体 $K = 1.33$ 。

(三) 压力升高比 λ

在定容加热循环中随着循环加热量 Q_1 的增加, λ 值成正比加大。若 ϵ 保持不变, 则工质的膨胀比也不会变化, 这样, 循环放热量 Q_2 亦相应增加, 而 $\frac{Q_2}{Q_1}$ 不变, η_i 亦不变。

在混合加热循环中, 当循环总加热量 Q_1 和 ϵ 不变时, λ 增大, 则 ρ 减小, 即平均膨胀比 $\left(\frac{V_1}{V_2 - V_2'}\right)$ 增加, 图 1-5 中 $z-b$ 变到 $z'-b'$, 相应的 Q_2 减少, η_i 提高。

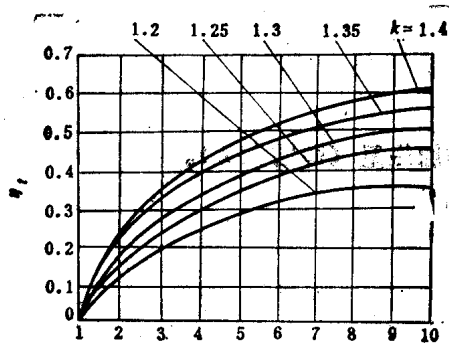


图 1-4 η_i 与 K 、 ϵ 的关系

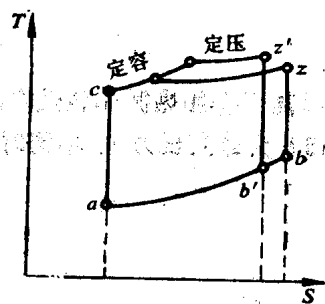


图 1-5 λ 、 ρ 对 η_i 、 p_i 的影响

但是 λ 、 ϵ 增加都会造成最高温度 T_z 和最高压力 p_z 的急剧上升, 因而受到材料的耐热性和强度的限制。

(四) 预膨胀比 ρ

在等压加热循环中, 随着加热量 Q_1 的增加, ρ 值加大。若 ϵ 保持不变, 由公式 (1-3) 可知, 因平均膨胀比减小, 放出的热量 Q_2 增加, η_i 下降。

在混合加热循环中, 当循环总加热量 Q_1 和 ϵ 保持不变, ρ 值增大, 意味着等压加热部分增大 (图 1-5), 同样 η_i 下降。

三、循环平均压力 p_i

p_i 是单位气缸容积所做的循环功。用来评定循环的做功能力。

$$p_i = \frac{W}{V_h} \quad (\text{kPa})$$

式中 W ——循环所做的功 (J);

V_h ——气缸工作容积 (L)。

根据工程热力学公式, 混合加热循环平均压力为

$$p_{1m} = \frac{\varepsilon^K}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{K - 1} [(\lambda - 1) + K\lambda(\rho - 1)]\eta_t \quad (1-4)$$

式中 p_a ——压缩始点压力 (kPa)。

定容加热循环平均压力为

$$p_{1v} = \frac{\varepsilon^K}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{K - 1} (\lambda - 1)\eta_t \quad (1-5)$$

定压加热循环平均压力为

$$p_{1p} = \frac{\varepsilon^K}{\varepsilon - 1} \frac{p_a}{K - 1} K(\rho - 1)\eta_t \quad (1-6)$$

可见, p_{1i} 是随压缩始点压力 p_a (ρ 、 λ 不变时)、压缩比 ε 、压力升高比 λ 、预膨胀比 ρ 、绝热指数 K 和热效率 η_t 的增加而增加。

在混合加热循环中, 如果循环加热量 Q_1 不变, 增加 ρ 即减少 λ , 定压加热部分增加, 而定容加热部分减少, η_t 下降, 因而 p_{1i} 也降低。

图 1-6 给出当加热量 Q_1 相同时, 三种理论循环的比较。图 1-6 a 为 ε 相同时, 三种循环中,

$$Q_{2p} > Q_{2m} > Q_{2v}$$

则

$$\eta_{1v} > \eta_{1m} > \eta_{1p}$$

故欲提高混合加热循环热效率, 应增加定容部分的加热量 (即增大 λ)。

图 1-6 b 为最高压力 p_s 相同时,

则

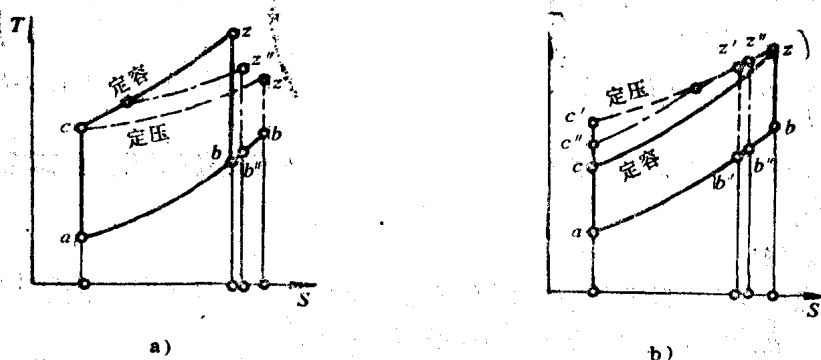


图 1-6 加热量相同时, 三种理想循环的比较

a) 压缩比 ε 相同 b) 最高压力 p_s 相同

$aczb$ —定容加热循环, $ac'z'b'$ —定压加热循环, $ac''z''b''$ —混合加热循环

故对高增压这类受机件强度限制, 其循环最高压力不得过大的情况, 提高 ε , 同时增大定压加热部分热量有利。

§ 1-2 四行程内燃机的实际循环

内燃机的工作过程就是实际循环不断重复进行的过程。实际循环通常用气缸内的工质压

力 P 随气缸工作容积 V (或曲轴转角 φ) 而变化的图形表示,如图 1-7 所示。图中 a 为 $P-V$ 图, b 为 $P-\varphi$ 图。 $P-V$ 图上曲线所包围的面积表示工质完成一个实际循环所做的有用功,称为示功图。 $P-\varphi$ 图称为展开示功图。示功图是研究实际循环的依据。一般由专门的示功器在内燃机运转时直接测得。

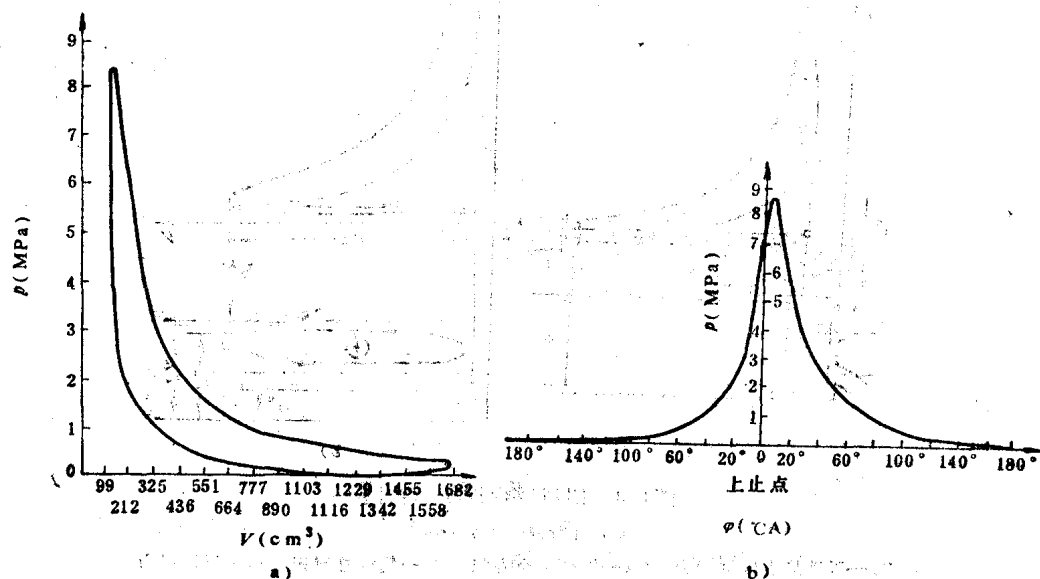


图 1-7 120 四行程柴油机试验测得的 $P-V$ 图及 $P-\varphi$ 图

内燃机实际循环是由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气五个过程所组成,较之理论循环复杂得多。图 1-8 示出四行程内燃机示功图, a 为自然增压, b 为废气涡轮增压。下面讨论实际循环进行情况。

一、进气过程 (图 1-8 中 $r-a$ 线)

为了使内燃机连续运转,必须不断吸入新鲜工质,并把膨胀后的废气排出。进气过程时进气门开启,排气门关闭,活塞由上止点向下止点移动。首先是上一循环留在气缸中的残余废气膨胀,压力由排气终了的压力 P_e 降到压力 P_s ,然后新鲜工质才被吸入气缸。由于进气系统的阻力,进气终了压力 P_i 一般是小于大气压力 P_0 或增压压力 P_K ,压力差 $P_0 - P_i$ 或 $P_K - P_i$ 用来克服进气系统阻力。因为气流受到内燃机高温零件及残余废气的加热,进气终了的温度 T_i 也总是高于大气温度 T_0 或增压器出口温度 T_K 。

一般进气终了的压力 P_i 和温度 T_i 范围是:

汽油机	$P_i = (0.8 \sim 0.90) P_0$	$T_i = 340 \sim 380 \text{ K}$
柴油机	$P_i = (0.85 \sim 0.95) P_0$	$T_i = 300 \sim 340 \text{ K}$
增压柴油机	$P_i = (0.9 \sim 1.0) P_K$	$T_i = 320 \sim 380 \text{ K}$
汽车内燃机	$P_i = (1.3 \sim 1.6) P_0$	

二、压缩过程 (图 1-8 中 $a-b$ 线)

此时进排气门均关闭,活塞由下止点向上止点移动,缸内工质受到压缩,温度、压力不断上升。工质受压缩的程度用压缩比 ϵ 表示。

压缩过程的作用是增大工作过程的温差,获得最大限度的膨胀比,提高热功转换效率,

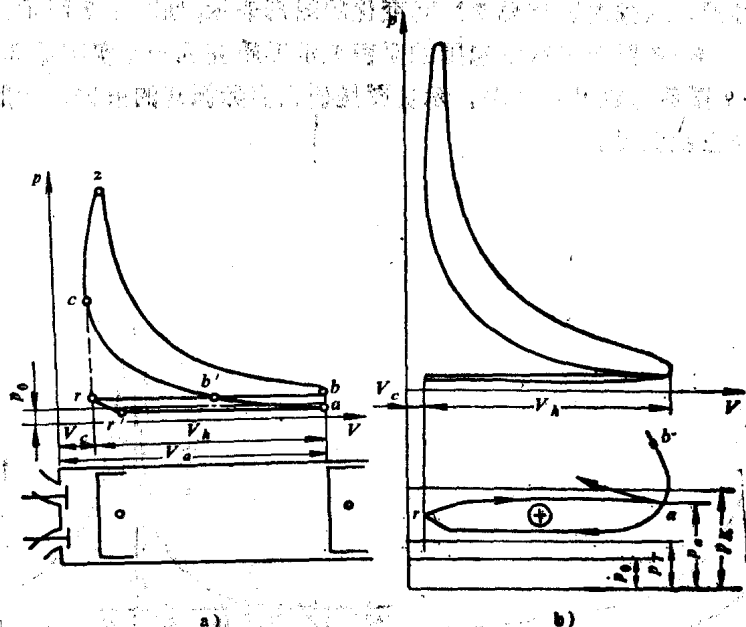


图1-8 四行程内燃机示功图

a) 非增压 b) 增压

V_c —压缩终点气缸容积 V_A —气缸工作容积 V_s —气缸总容积 p_b —增压压力
 p_T —排气压力 p_0 —大气压力

同时也为燃烧过程创造有利的条件，在柴油机中压缩后气体的高温是保证燃料着火的必要条件。

在理论循环中，我们假设压缩过程是绝热的。实际上，内燃机的压缩过程是一个复杂的多变过程。压缩开始，新鲜工质的温度较低，受缸壁加热，多变指数 $n'_1 > K$ 。随着工质温度上升，某一瞬间与缸壁温度相等， $n'_1 = K$ 。此后，由于工质温度高于缸壁，向缸壁传热 $n'_1 < K$ 。因此，在压缩过程中，多变指数 n'_1 是不断变化的，如图 1-9 所示。

但在实际近似计算中，常用一个不变的、平均的多变指数 n_1 来取代之，只要以这个指数 n_1 计算而得的多变过程，其始点 a 和终点 c 的工质状态与实际压缩过程的初、终状态相符即可。 n_1 称为平均压缩多变指数。

试验测定 n_1 的大致范围是：

汽油机

高速柴油机

增压柴油机

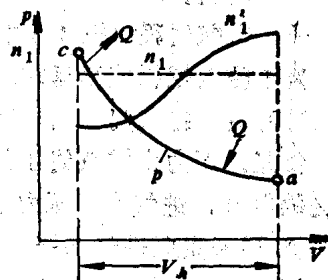


图1-9 实际压缩过程及其过程指数

$$n_1 = 1.32 \sim 1.38$$

$$n_1 = 1.38 \sim 1.40$$

$$n_1 = 1.35 \sim 1.37$$

n_1 主要受工质与缸壁间的热交换及工质泄漏情况的影响。当内燃机转速提高时，因热交换的时间缩短，向缸壁传热量及气缸泄漏量减少，所以 n_1 增大。当负荷（即阻力矩变化而引起内燃机油门的增减）增加、采用空气冷却以及气缸直径较大时，气缸温度增高及相对的传热量和泄漏量减少， n_1 增大。而当泄漏量增加或气缸温度降低时， n_1 减小。

压缩终了压力和温度可用下式计算:

$$p_c = p_a \varepsilon^{\kappa} \quad (1-7)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{\kappa-1} \quad (1-8)$$

p_c 、 T_c 的大致范围是:

	p_c (kPa)	T_c (K)
汽油机	800~2000	600~750
柴油机	3000~5000	750~1000
增压柴油机	5000~8000	900~1100

压缩比 ε 是内燃机的一个重要结构参数。在汽油机中, 为了提高热效率, 希望增加压缩比, 但受到汽油机不正常燃烧的限制。

在柴油机中, 为保证喷入气缸的燃料能及时自燃以及冷起动时可可靠着火, 必须使压缩终点有足够高的温度, 因此有较高的压缩比。

ε 的大致范围是:

汽油机	$\varepsilon = 6 \sim 10$
柴油机	$\varepsilon = 14 \sim 22$
增压柴油机	$\varepsilon = 12 \sim 15$

在使用中, 对压缩过程主要应注意气缸的密封。如果密封不良, 将使压缩终点的工质温度、压力下降, 以致起动困难, 功率减小。因此, 实际工作中, 常以实测的压缩压力来检查内燃机的技术状况, 发现压缩压力降低时, 应查明原因, 及时检修。

三、燃烧过程 (图 1-8 中 $c-z$ 线)

此时进排气门均关闭, 活塞处在上止点前后。

燃烧过程的作用是将燃料的化学能转变为热能, 使工质的压力、温度升高。放出的热量越多, 放热时越靠近上止点, 热效率越高。

由于燃料燃烧不是瞬时完成的, 因此, 在汽油机中, 汽油与空气形成的可燃混合气是在上止点前由电火花点火而燃烧 (图 1-10 b 中 c' 点), 火焰迅速传播到整个燃烧室, 工质的压力、温度剧烈上升, 整个燃烧接近于定容加热, 如图 1-10 b 中 $c-z$ 段。

同理, 柴油机应在上止点前就开始喷油 (图 1-10 a 中 c'), 柴油微粒迅速蒸发与空气混合, 并借助于空气的热量自燃。开始,

燃烧速度很快, 而气缸容积变化很小, 所以

工质的压力、温度剧增, 接近于定容加热, 如图 1-10 a 中的 $c-z'$ 段。接着, 一面喷油, 一面燃烧, 燃烧速度缓慢下来, 且随着活塞向下止点移动, 气缸容积增大, 所以气缸压力升高不大, 而温度继续上升, 接近于定压加热, 如图 1-10 a 中 $z'-z$ 段。

燃烧最高爆发压力及最高温度的大致范围是:

	p_z (kPa)	T_z (K)
汽油机	3000~6500	2200~2800

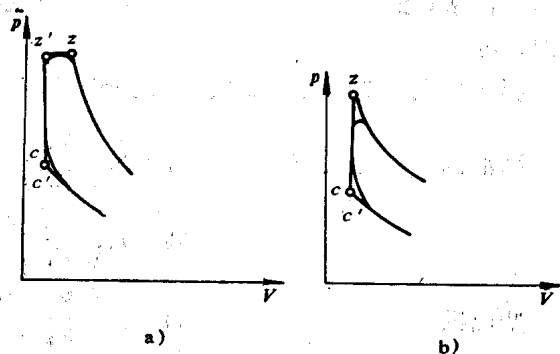


图 1-10 内燃机实际循环燃烧过程

a) 柴油机 b) 汽油机

柴油机

4500~9000

1800~2200

增压柴油机

9000~13000

可见, 柴油机因压缩比高, 燃烧最高爆发压力 p_e 很高, 但因相对于燃油的空气量大, 所以最高燃烧温度 T_e 值反而比汽油机低。

四、膨胀过程 (图 1-8 中 $z-b$ 线)

此时, 进排气门均关闭, 高温、高压的工质推动活塞, 由上止点向下止点移动, 膨胀做功, 气体的压力、温度迅速降低。

膨胀过程比之压缩过程更为复杂, 除有热交换和漏气损失外, 还有补燃 (即一些燃料不能及时燃烧, 在膨胀行程中继续燃烧) 等现象。所以膨胀过程也是一个多变过程, 多变指数 n_2 是不断变化的。膨胀过程初期, 由于补燃, 工质被加热, $n_2 < K$ 。到某一瞬时, 对工质的加热量与工质向缸壁等的散热量相等, $n_2 = K$ 。此后, 工质向缸壁散热, $n_2 > K$ 。如图 1-11 所示。

如同压缩过程一样, 为简便起见, 在计算中常用一个不变的平均膨胀多变指数 n_2 来取代之, 只要以这个指数 n_2 计算的多变过程, 其始点 z 与终点 b 的状态和实际膨胀过程始、终点状态相同即可。

n_2 的一般范围是:

汽油机

$$n_2 = 1.23 \sim 1.28$$

柴油机

$$n_2 = 1.15 \sim 1.28$$

n_2 主要取决于补燃的多少、工质与缸壁间的热交换及漏气情况。当转速增加, 补燃增多, 传热和漏气的时间缩短时, n_2 减小; 混合气形成与燃烧不好, 补燃增加, n_2 减小; 当缸壁、活塞环磨损量大, 漏气增加以及气缸直径小, 相对散热表面积加大, 工质传出热量增加时, n_2 增大。

膨胀终点 b 的压力、温度可用下式计算

$$\text{汽油机} \quad p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} \quad (\text{kPa}) \quad (1-9)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1} = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (\text{K}) \quad (1-10)$$

$$\text{柴油机} \quad p_b = p_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} \quad (\text{kPa}) \quad (1-11)$$

$$T_b = T_z \left(\frac{V_z}{V_b} \right)^{n_2-1} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} \quad (\text{K}) \quad (1-12)$$

式中 δ ——后膨胀比 (见公式 1-1)。

p_b 、 T_b 的大致范围是:

	p_b (kPa)	T_b (K)
汽油机	300~600	1200~1500
柴油机	200~500	1000~1200

可见, 由于柴油机膨胀比大, 转化为有用功的热量多, 热效率高, 所以, 膨胀终了的温

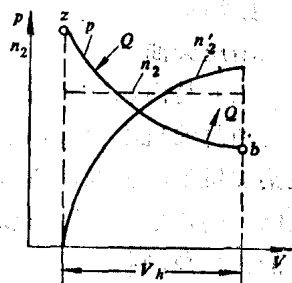


图 1-11 膨胀过程及其过程指数

度和压力均比汽油机小。

五、排气过程 (图 1-8 中 $b-r$ 线)

当膨胀过程结束时, 排气门打开, 活塞由下止点返回上止点移动, 将气缸内的废气排除。

由于排气系统有阻力, 排气终了的压力 p_r 大于大气压力 p_0 , 压力差 $p_r - p_0$ 用来克服排气系统的阻力。阻力愈大, 排气终了的压力 p_r 愈大, 残留在气缸中的废气就多。

排气温度是作为检查内燃机工作状况的一个参数。因为排气温度低, 说明燃料燃烧后, 转变为有用功的热量多, 工作过程进行得好。如果发现排温偏离, 应立即查明原因。

排气终了的压力、温度范围是

汽油机和柴油机

$$p_r = (1.05 \sim 1.2) p_0 \quad (\text{kPa})$$

废气涡轮增压柴油机

$$p_r = (0.75 \sim 1.0) p_a \quad (\text{kPa})$$

汽油机

$$T_r = 900 \sim 1100 \quad \text{K}$$

柴油机

$$T_r = 700 \sim 900 \quad \text{K}$$

实际循环由上述五个过程组成。在图 1-8 所示 $p-V$ 示功图中, 闭合曲线 $bb'c_2b$ 所包围的面积 A_i , 代表工质对活塞所做的功, 故是正功。曲线 $rb'ar'r$ 所包围的面积 A_1 称为泵气损失, 对非增压内燃机是负功。对于增压内燃机, 由于进气压力高于排气压力, 故是正功。 $A_i \pm A_1$ 为实际循环有用功。

§ 1-3 实际循环的评定——指示指标

指示指标用来评定实际循环质量的好坏, 它以工质在气缸内对活塞做功为基础。用平均指示压力及指示功率评定循环的动力性——即做功能力。用循环热效率及燃料消耗率评定循环经济性。

一、平均指示压力 p_i

一个实际循环工质对活塞所做的有用功称为指示功, 用 W_i 表示。上述示功图面积 $A_i \pm A_1$ 可根据实测示功图通过计算求得, 再用下式算出指示功的真实值。

$$W_i = (A_i \pm A_1) ab \quad (\text{J}) \quad (1-13)$$

式中 $A_i \pm A_1$ ——示功图面积;

a ——示功图纵坐标比例尺;

b ——示功图横坐标比例尺。

为了比较不同大小气缸的做功能力, 需要排除尺寸的影响, 而引入平均指示压力 p_i 的概念。平均指示压力 p_i 是内燃机单位气缸工作容积的指示功。

$$p_i = \frac{W_i}{V_A} \quad (\text{kPa})$$

式中 W_i ——指示功 (J);

V_A ——气缸工作容积 (L)。

循环指示功 W_i 可以写成

$$W_i = p_i V_A = p_i AS \times 10^{-3} \quad (\text{J}) \quad (1-14)$$

式中 A ——活塞面积 (cm^2);

S —— 活塞行程(cm)。

由式 (1-14), 可以这样认为: 若以一个假想的, 大小不变的压力 p_i 作用在活塞上, 使活塞移动一个行程所做的功等于循环指示功, 那么 p_i 就是平均指示压力, 如图 1-12 所示。但 p_i 准确的物理意义还是单位气缸工作容积的指示功。 p_i 值愈高, 则同样大小的气缸工作容积发出的指示功愈多, 气缸工作容积利用程度愈佳。 p_i 是衡量实际循环动力性能的一个重要指标。

p_i 的一般范围是:

汽油机 700~1300 kPa

柴油机 650~1100 kPa

增压柴油机 900~2500 kPa

(汽车用一般在1100~1600kPa 范围)

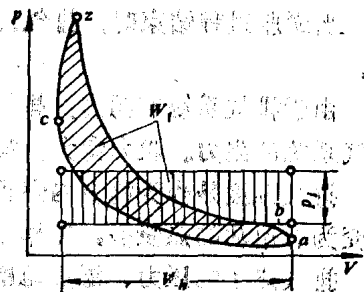


图1-12 指示功 W_i 与平均指示压力 p_i

二、指示功率 N_i

内燃机单位时间所做的指示功, 称为指示功率 N_i 。

设一台内燃机的气缸数为 i , 缸径为 D (cm), 行程为 S (cm), 每缸工作容积为 V_h (L), 转速为 n (r/min), 平均指示压力为 p_i (kPa)。

则每缸、每循环工质所做指示功为:

$$W_i = p_i V_h = p_i \frac{\pi D^2}{4} S \times 10^{-3} \quad (\text{J})$$

内燃机指示功率 (每秒所做指示功) 为:

$$N_i = W_i \frac{n}{60} \frac{2}{\tau} i = \frac{p_i V_h i n}{30 \tau} \times 10^{-3} \quad (\text{kW}) \quad (1-15)$$

式中 τ —— 行程数。四行程 $\tau = 4$, 二行程 $\tau = 2$ 。

$$\text{四行程内燃机} \quad N_i = \frac{p_i V_h i n}{120} \times 10^{-3} \quad (\text{kW}) \quad (1-16)$$

$$\text{二行程内燃机} \quad N_i = \frac{p_i V_h i n}{60} \times 10^{-3} \quad (\text{kW}) \quad (1-17)$$

三、指示热效率 η_i 和指示燃料消耗率 g_i

指示热效率 η_i 是实际循环指示功与所消耗的燃料热量之比。

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_i}$$

式中 Q_i —— 得到指示功 W_i (J) 所消耗燃料的热量(J)。

指示燃料消耗率 (简称指示耗油率) 是指单位指示功的耗油量。通常以每千瓦小时的耗油量表示。当实验测得内燃机指示功率 N_i (kW) 以及每小时耗油量 G_T (kg/h) 时, 指示耗油率为:

$$g_i = \frac{G_T}{N_i} \times 1000 \quad [\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})] \quad (1-18)$$

按热功当量得, $1 \text{kW} \cdot \text{h} = 3.6 \times 10^3 \text{kJ}$ 。

而 $1 \text{kW} \cdot \text{h}$ 的功需要消耗的热量是 $\frac{g_i h_u}{1000}$ (kJ), h_u 为燃料低热值 (kJ/kg)(请参看第

三章)。

则按 η_i 定义得:

$$\eta_i = \frac{3.6}{g_i h_n} \times 10^6 \quad (1-19)$$

g_i 、 η_i 是评定内燃机实际循环经济性的重要指标。它们的大致范围是:

	η_i	g_i [g/(kW·h)]
汽油机	0.25~0.40	205~320
柴油机	0.40~0.50	170~205

§ 1-4 内燃机经济性和动力性的评定

内燃机经济性和动力性指标是以曲轴对外输出的功率为基础, 代表着内燃机整机的性能, 通常称为有效指标。

一、内燃机动力性能

(一) 有效功率 N_e

内燃机的指示功率 N_i 并不能完全对外输出, 功在内燃机内部的传递过程中, 不可避免有损失, 这些损失包括:

(1) 内燃机内部运动零件的摩擦损失。如活塞、活塞环对缸壁的摩擦; 曲柄连杆机构轴承的摩擦; 气阀机构的摩擦等。这部分损失所占比例最大。

(2) 驱动附属机构的损失。如驱动水泵、机油泵、喷油泵、风扇、电机等。

(3) 泵气损失。指进排气过程所消耗的功, 如图 1-8 中 $rb'ar'r$ 。在实际测定时, 常将泵气损失与其它损失一起测得。

上述损失所消耗的功率称为机械损失功率 N_m 。指示功率减去机械损失功率, 才是内燃机对外输出的功率, 称为有效功率 N_e 。

$\therefore$

$$N_e = N_i - N_m \quad (\text{kW})$$

注意: 如果在测定 N_m 时, 已包括泵气损失, 则计算指示功时, 就不能再计入。

内燃机的有效功率 N_e 直接由工作的内燃机上测得。

(二) 有效扭矩 M_e

内燃机工作时, 由功率输出轴输出的扭矩称为有效扭矩 M_e 。它与有效功率 N_e 之间的关系是:

$$N_e = \frac{2\pi n M_e}{60 \times 1000} = \frac{M_e n}{9550} = 0.1047 M_e n \times 10^{-3} \quad (\text{kW}) \quad (1-20)$$

式中 M_e ——有效扭矩 (N·m);

n ——内燃机转速 (r/min)。

(三) 平均有效压力 p_e

平均有效压力 p_e 是内燃机单位气缸工作容积输出的有效功。它与有效功率 N_e 之间的关系是:

$$N_e = \frac{p_e V_h i n}{30 \tau} \times 10^{-3} \quad (\text{kW}) \quad (1-21)$$

$$\text{四行程内燃机} \quad N_e = \frac{p_e V_h i n}{120} \times 10^{-3} \quad (\text{kW}) \quad (1-22)$$

$$\text{二行程内燃机} \quad N_e = \frac{p_e V_h i n}{60} \times 10^{-3} \quad (\text{kW}) \quad (1-23)$$

由式 (1-21) 得

$$p_e = \frac{30 N_e \tau}{i V_h n} \times 10^3 \quad (\text{kPa})$$

将式 (1-20) 代入上式得:

$$p_e = 0.1047 \frac{M_e \tau}{i V_h} \times 30 = 3.14 \frac{M_e \tau}{i V_h} \quad (\text{kPa}) \quad (1-24)$$

即工作容积一定的内燃机, $p_e \propto M_e$ 。

p_e 值大, 说明单位气缸工作容积对外输出的功多, 做功能力强。它有可比性, 是评定内燃机动力性的重要指标。

p_e 的一般范围是:

汽油机 650~1200 kPa

柴油机 600~950 kPa

增压柴油机 800~2200 kPa (汽车用一般在 900~1300 范围)

(四) 转速 n 和活塞平均速度 C_m

提高内燃机转速, 即增加单位时间做功次数, 使内燃机体积小、重量轻和功率大。

转速 n 增加, 活塞平均速度 C_m 也增加, n 与 C_m 的关系为:

$$C_m = \frac{S n}{30} \quad (\text{m/s}) \quad (1-25)$$

式中 S ——活塞行程(m)。

C_m 大, 则活塞组的热负荷和曲柄连杆机构的惯性力均增大, 磨损加剧, 寿命下降, C_m 成为表征内燃机强化程度的参数。一般汽油机不超过 15 m/s, 柴油机不超过 13 m/s。

为了提高转速又不使 C_m 过大, 由公式 (1-25) 知, 可以减小行程 S , 即对于高速内燃机, 在结构上采用较小的行程缸径比 $\left(\frac{S}{D}\right)$ 值。但 $\frac{S}{D}$ 值小也会造成燃烧室高度减小, 其表面积与容积的比 $\left(\frac{F}{V}\right)$ 值增大, 混合气形成条件变差, 不利于燃烧。当 $\frac{S}{D} < 1$ 时, 常称为短行程。

n 、 C_m 、 $\frac{S}{D}$ 值的大致范围是:

	n (r/min)	C_m (m/s)	$\frac{S}{D}$
小客车汽油机	4000~6000	12~15	0.7~1.0
载重车汽油机	3600~4500	10~13	0.8~1.2
汽车柴油机	2000~4000	8.5~12.5	0.75~1.2
增压柴油机	1500~2500	8~11	0.9~1.3

二、内燃机经济性能

(一) 有效热效率 η_e

η_e 是内燃机的有效功 W_e (J) 与所消耗燃料热量 Q_1 之比值。